SOCIÉTÉ HYDROTECHNIQUE DE FRANCE

Comité technique — Session n° 127 — Paris — 20 et 21 mars 1985

FONCTIONNEMENT DES TURBOMACHINES A DÉBIT PARTIEL

Synthèse des calculs d'écoulement effectués sur la pompe SHF au débit nominal et à 80 % du débit nominal

*Flow calculation on the SHF impeller
at 100 % and 80 % of the design flow rate*

R. Philibert
Neyrpic, Grenoble

A. Verry
EDF-Chatou

Dans le cadre de la SHF, une dizaine de constructeurs et organismes de recherche ont appliqué leurs propres codes de calcul d'écoulement à la roue de la pompe qui a été conçue et réalisée pour l'étude expérimentale du comportement des turbomachines à débit partiel. Le présent document compare les hauteurs internes et les distributions de vitesse obtenues au débit nominal et à 80 % du débit nominal à l'aide de méthodes de calcul en fluide non visqueux. L'ensemble des résultats fournit des tendances comparables en dépit d'une légère dispersion due vraisemblablement à des différences de méthode de couplage entre les calculs aube à aube et méridiens. On étudie les limites de validité des méthodes employées à la lumière des résultats d'essai et d'une analyse critique des hypothèses.

In the framework of the SHF, some ten manufacturers and research laboratories applied their own flow calculation codes to the pump impeller designed and built for experimental study of turbomachine behavior at partial flow rate. This paper compares the internal heads and velocity distributions occurring at 100 % and 80 % of the design flow rate using inviscid fluid computation methods. The different results exhibit comparable trends in spite of a slight dispersion, probably due to differences in the methods used for interaction between blade/blade and meridian calculations. The limits of validity of the methods used are reviewed in light of the test results and a critical analysis of the assumptions.

Synthèse des calculs d'écoulement effectués sur la pompe SHF au débit nominal et à 80 % du débit nominal

1. POURQUOI DES CALCULS AUX DEBITS PARTIELS ?

Lors d'un projet industriel il est souvent primordial de prévoir avec une précision suffisante le comportement d'une pompe dans la zone de fonctionnement des débits partiels. En effet, dans certains cas il est absolument nécessaire d'avoir une caractéristique hauteur-débit monotone décroissante ; dans d'autres cas il est totalement exclu de fonctionner dans la zone d'instabilité pour raisons de sécurité de circuit, de vibrations, de performances ou autres. De toute façon, dans la majorité des cas l'allure de la caractéristique aux débits partiels est un élément important du dimensionnement général de l'installation. C'est pourquoi il est apparu d'un grand intérêt d'effectuer des recherches sur les pompes à débit partiel.

Les connaissances acquises jusque là sont essentiellement expérimentales et empiriques. Parmi les renseignements que l'on peut en tirer, le premier et le plus important est sans aucun doute la grande complexité du problème. Cette complexité se manifeste dès que l'on essaie de définir clairement ce que l'on entend par fonctionnement à débit partiel ; c'est-à-dire quels sont les phénomènes caractéristiques dont l'apparition signifie que l'on n'est plus dans le voisinage de la zone optimale.

Bien entendu les réponses varient suivant les points de vue :

- . apparition de vibrations mécaniques
- . augmentation brusque des fluctuations de pression
- . apparition de recirculation à l'aspiration
- . apparition de recirculation à la sortie de roue
- . chute brutale des performances
- . hystérésis de la caractéristique hauteur-débit
- . etc...

Un autre enseignement fourni par ces connaissances empiriques est le grand nombre de paramètres qui interviennent dans ces phénomènes : géométrie des organes situés à l'amont et à l'aval de la roue, certains paramètres "technologiques" tels que jeux aux labyrinthes, entrefer, trous d'équilibrage, centrage de la roue en sortie etc... qui ont une influence certaine sur les fonctionnements à débit partiel alors que leur influence au voisinage de l'optimum est faible.

A partir de ces réflexions, il est clair que la recherche théorique ne va éclairer que certains aspects du fonctionnement à débit partiel des pompes. C'est une limitation de notre étude

qu'il est bon de rappeler ici.

Toutefois, parmi tous les phénomènes liés aux débits partiels, l'un d'entre eux semble être à l'origine des autres, c'est le changement de régime d'écoulement dans la roue ; ce changement de régime se manifeste soit par des phénomènes du type décollement tournant, soit par des phénomènes du type recirculation. La forte interaction entre les parties fixes et mobiles conduit à un écoulement qui n'est stationnaire ni dans le repère fixe, ni dans le repère lié à la roue. Les calculs théoriques de tels écoulements ne sont pas encore opérationnels. Il nous a donc paru logique d'étudier numériquement à quel débit l'écoulement sain du débit optimum changeait fondamentalement de nature. C'est la raison pour laquelle nous avons effectué des calculs avec des codes dont les hypothèses sont valables autour du débit optimal.

En résumé, notre objectif a été d'observer la limite numérique de l'écoulement sain.

C'est la première partie de ce travail que nous exposons aujourd'hui.

2. METHODES DE CALCUL UTILISEES

2.1 Généralités

Il faut rappeler tout d'abord que chacun des organismes participant aux travaux de la section calcul du sous-groupe 1 ef a utilisé ses propres codes de calcul avec toute l'expérience numérique qu'il en avait. Mais il faut rappeler aussi que la confrontation des résultats ne constitue ni une validation, ni une compétition pour porter un jugement sur ces codes. En effet toutes leurs possibilités n'ont pas été exploitées, et pour certains la finalité n'est pas absolument identique. Dans ces conditions, la comparaison des résultats de calcul de roue S.H.F. ne peut servir, en aucune manière, à une appréciation globale des codes de calcul utilisés.

Trois grands types de programme de calcul en fluide parfait ont été utilisés :

- . programme bidimensionnel
- . programme S1/S2
- . programme tridimensionnel

Les hypothèses essentielles peuvent se résumer ainsi :

- * calcul bidimensionnel :
à potentiel
- * calcul S1/S2 :

schématisation de l'écoulement en deux écoulements couplés (aube-à-aube à potentiel) + (méridien sur des nappes axisymétriques).

* calcul tridimensionnel :
à potentiel

Notons toutefois que la majorité des calculs s'appuie sur le schéma S1/S2

Les méthodes numériques utilisées sont très variées :

- calcul aube-à-aube :
éléments finis, différences finies, méthodes intégrales
- calcul méridien :
éléments finis, différences finies, méthodes intégrales, courbure des lignes de courant.

Le tableau récapitulatif suivant dresse la liste des calculs et de leurs caractéristiques essentielles.

Calc	Type	Aube-à-aube (S2)	Méridiens (S1)	Couplage
1	S1/S2	Différences finies	Courbure des lignes de courant	Surface de glissement
2	S1/S2	Eléments finis	Eléments finis	Surface de glissement
3	S1/S2	Différences finies	Différences finies	Surface de glissement
4	S1/S2	Différences finies	Eléments finis	Surface de glissement
5	S1/S2	Différences finies	Courbure des lignes de courant	Surface de glissement ou choix de rVe
6	S1/S2	Méthode intégrale	Méthode intégrale	Choix de rVe
7	Bidi.	Méthode intégrale	/	/
8	S1/S2			
9	S1/S2	Différences finies	Courbure des lignes de courant	
10	Tridi	/	/	/
11				

a) Incertitudes liées à la numérisation de l'aubage

Le calcul en fluide parfait est assez sensible aux imperfections géométriques dues à une définition numérique peu ou pas lissée.

Afin d'éviter cet écueil, nous avons choisi de définir une roue nouvelle. L'aubage a été déterminé par ses deux faces, et le programme de calcul utilisé pour le définir a fourni une définition numérique parfaitement lissée.

Tous les organismes de calcul ont eu accès à cette définition complète. Bien évidemment, la roue ainsi définie correspond à celle qui a fait l'objet d'essais sur modèle réduit à l'air et à l'eau. Mais la comparaison essais-calculs nécessiterait un examen des écarts géométriques dus aux tolérances de fabrication.

Figure 1 - Vue méridienne de la roue S.H.F.

b) Méthode de couplage entre S1 et S2

Dans les programmes S1/S2 l'équilibre des nappes axisymétriques est défini par l'écoulement aube-à-aube. Souvent on introduit le terme de force d'aubage pour traduire ce couplage. Cette force d'aubage est liée au gradient azimutal de pression. Dans la pratique, dans le calcul méridien on peut en tenir compte de différentes façons :

Méthode 1 :

En considérant une succession de calculs méridiens entre deux nappes de courant, la valeur exacte (et locale) de ce gradient étant alors homogène avec la forme et la distance entre ces nappes.

Méthode 2 :

En considérant un seul calcul méridien entre intrados et extrados de l'aubage, en introduisant une valeur moyenne de gradient (ou son équivalent l'évolution du moment cinétique).

Méthode 3 :

En considérant un seul calcul méridien le long d'une surface de courant artificielle, le choix de cette surface de courant définissant implicitement le gradient de pression retenu.

La figure [2] compare l'évolution angulaire moyenne du fluide dans le cas d'un couplage qui respecte le moment cinétique (méthode 2) et dans le cas d'un couplage par surface de glissement "artificielle" (méthode 3) suivant le choix de la surface (ligne PSI = 0,5 ou moyenne azimutale des lignes de courant obtenues par le calcul aube-à-aube).

Figure 2 - Comparaison des méthodes de couplage dans la partie radiale de la roue.

La première méthode de couplage n'a été retenue dans aucun des codes de calcul utilisés, seules les méthodes 2 et 3 ont été utilisées.

c) Conditions de Kutta-Joukowski

Lorsque le bord de fuite est pointu, la circulation autour des aubes est déterminée par application de la condition de Joukowski qui évite l'apparition d'une vitesse infinie au bord de fuite. Dans le cas des bords de fuites arrondis qui existent dans la plupart des machines hydrauliques industrielles, quelque soit la circulation, il n'y a pas de point où la vitesse devient infinie. Il faut alors faire une hypothèse qui, mathématiquement, va remplacer la considération sur les vitesses infinies, cette hypothèse devant être telle que l'écoulement calculé en fluide parfait représente au mieux l'écoulement réel, et peut être déduit de considérations sur l'écoulement visqueux. Si on admet qu'en régime stationnaire, il n'y a ni convection ni diffusion de vorticit dans le sillage, il en rsulte que les pressions statiques sont lies aux points de dcollement des couches limites extrados et intrados (gales dans un coulement axial car les points de dcollement sont sur le mme rayon). Leur position gomtrique n'tant pas connue a priori, il est ncessaire de choisir une critre applicable de faon automatique. En pratique chaque utilisateur de code de calcul choisit celui qui fournit les meilleurs rsultats pour le type de machine qu'il traite habituellement.

La figure [3] montre de faon qualitative, dans le cas d'une pompe centrifuge, les rpartitions de vitesse obtenues en fluide parfait en fonction de la position du point d'arrt. Les points

de dcollement intrados et extrados se dplacent en fonction de la charge des aubages.

Les points d'application du critre devraient en principe suivre cette volution. Il est probable qu'une configuration intermdiaire entre les cas A et B serait satisfaisante.

Figure 3 - Evolution qualitative des profils de vitesse relative en fonction de la position du point d'arrt dans le cas d'une pompe centrifuge.

d) Pertes

Une hypothse importante mais discutable a t retenue d'un commun accord par tous les utilisateurs : faire des calculs S1/S2 sans schma de pertes. Ce choix a t fait afin de simplifier l'analyse des diffrents rsultats. De plus les schmas de pertes dans les calculs S1/S2 sont encore peu dvelopps. Bien entendu cela n'exclut pas les calculs de couche limite partir des champs de pression et de vitesse ainsi calculs (cf communication de Mme UBALDI).

3. PRESENTATION DES RESULTATS

Les rsultats des calculs effectus sont prsents de faon mettre en vidence l'volution des rpartitions de vitesse entre le dbit nominal et 80 % du dbit nominal. Dans tous les diagrammes, les chiffres attribus chacun des codes de calcul sont conservs.

3.1 Hauteur interne

Les calculs aube-aube en fluide parfait permettent d'obtenir une approximation de la hauteur interne de la roue qui peut tre compare la valeur dduite de la mesure du couple. La figure [4] prsente les valeurs obtenues Q_N , 0,8 Q_N et quelques valeurs 0,7 Q_N . Au point nominal, la dispersion est de l'ordre de 5 % et la moyenne est infrieure de 5 % la valeur exprimentale obtenue en eau. A dbit plus rduit, la dispersion augmente un peu. Il faut noter qu'entre 0,8 et 0,75 Q_N , la pente de la courbe exprimentale commence crotre sensiblement.

Ce phénomène résultant de l'établissement d'une zone de blocage ou de recirculation à la sortie de la roue, n'apparaît pas sur la courbe calculée dont la pente varie peu.

Plusieurs raisons peuvent expliquer l'écart constaté entre les valeurs calculées et mesurées :

- Ecart entre la géométrie réelle de la roue et la géométrie théorique.
- Imprécisions dans l'application de la condition de KUTTA-JOUKOWSKI.
- Incertitudes sur le calcul des pertes qui conditionne la valeur expérimentale du H_i .
- Influence des effets visqueux (effet de blocage dû aux couches limites, couple supplémentaire résultant du frottement du fluide sur les aubes).

Nota : Il a été choisi de ne faire apparaître sur la figure [4] que la courbe expérimentale issue des essais en eau pour deux raisons :

- Les relevés géométriques ont montré que l'angle β_2 de la roue essayée en air était sensiblement plus faible que la valeur théorique.
- L'incertitude sur la valeur des pertes mécaniques et volumétriques est sensiblement plus forte en air qu'en eau.

Figure 4 - Hauteur interne - Chacun des traits correspond à un résultat de calcul.

3.2 Vitesse méridienne à l'entrée de la roue

La répartition de vitesse méridienne à l'entrée de la roue est un des résultats les plus importants du calcul. De plus, elle conditionne les pertes par incidence et surtout le comportement en cavitation de la roue.

L'examen de la figure [5] permet de faire les remarques suivantes :

- Il n'y a pas d'évolution sensible du profil de vitesse entre Q_N et $0,8 Q_N$.
- La dispersion qui est un peu plus élevée à $0,8 Q_N$ est de l'ordre de 20 %.
- La vitesse est un peu plus élevée à la ceinture qu'au plafond.

Figure 5 - Vitesse méridienne à l'entrée de la roue à $0,8 Q_N$. La ligne la plus épaisse correspond à la moyenne des résultats au débit nominal après homothétie de rapport 0,8.

Remarque :

La plupart des codes de calcul méridiens fournissent des résultats un peu moins précis au bord d'attaque et au bord de fuite que dans le reste du domaine de calcul.

- Dans le cas des méthodes matricielles, les valeurs des dérivées à gauche et à droite sont légèrement différentes.
- Dans le cas des méthodes de courbure de lignes de courant, la variation du blocage et de la pente des lignes de courant rend difficile l'évaluation précise de la courbure au voisinage des bords d'attaque et de fuite.

Les sondages semblent confirmer qu'il ne se produit pas d'évolution très sensible du profil des vitesses à l'entrée de la roue avant l'apparition de la recirculation.

3.3 Angle du fluide à l'entrée de la roue

L'angle moyen du fluide à l'entrée de la roue se déduit directement de la vitesse méridienne si on suppose que la vitesse tangentielle est nulle devant la roue, ce qui est généralement admis pour les calculs et vérifié expérimentalement tant que le phénomène de recirculation n'apparaît pas.

La figure [6] montre que la dispersion à $0,8 Q_N$ est d'environ 2,5 degrés tout le long de l'arête d'entrée.

La figure [7] montre que la répartition d'angle fluide calculée est intermédiaire entre l'angle des aubes et l'angle qui serait déduit de l'écoulement à potentiel en l'absence d'aubes. La confrontation de ces résultats avec les figures de cavitation permettra ultérieurement de mieux juger de leur validité.

Figure 6 - Angle du fluide par rapport à la direction tangentielle à l'entrée de la roue à 0.8 Q_N

déplacement des lignes de courant méridiennes vers la ceinture après le bord d'attaque dans la zone axiale de la roue. Ce phénomène est dû au rétablissement de l'équilibre transversal de l'écoulement. Il en résulte une accentuation du ralentissement qui se produit à la ceinture entre 15 et 20 % de l'abscisse curviligne méridienne.

Figure 8 - Vitesse méridienne le long de la ceinture à 0.8 Q_N

Figure 7 - Angles par rapport à la direction tangentielle au bord d'attaque de la roue. La courbe "Ecoulement potentiel" correspond à un calcul effectué dans la veine sans aube.

Figure 9 - Vitesse méridienne le long du plafond à 0.8 Q_N

3.4 Vitesses méridiennes le long du plafond et de la ceinture

La dispersion sur les vitesses méridiennes est de l'ordre de 20 %. Les différences les plus importantes apparaissent à la ceinture dans la zone où la courbure de la veine méridienne est maximale. Ces écarts semblent essentiellement imputables aux différences de méthodes de couplage entre les calculs méridiens et aube-à-aube. En passant de Q_N à 0.8 Q_N , la plupart des codes de calcul mettent en évidence un léger

3.5 Répartition de circulation

Sur la figure [10], la circulation est rapportée à la valeur de sortie de chacun des calculs. Excepté deux des calculs, la dispersion est inférieure à 10 %. Lorsque le débit diminue, il apparaît nettement qu'une part croissante du travail est effectuée dans la première moitié de l'aube en grande partie en raison de l'accroissement du travail par incidence.

Figure 10 - Circulation relative le long de la ligne méridienne moyenne à $0,8 Q_N$. La ligne la plus épaisse correspond à la moyenne des résultats obtenus à Q_N .

	Débit nominal		$0,8 Q_N$	
	$W_{\max}$	$W_{\min}$	$W_{\max}$	$W_{\min}$
Calcul 1	15,50	5,80		
Calcul 2	15,50	6,00		
Calcul 3	15,60	5,43	13,70	3,22
Calcul 4	15,80	5,10	14,00	3,30
Calcul 5			13,73	3,33
Calcul 6	16,08	5,79	14,18	3,50
Calcul 7			13,60	3,70
Calcul 8			14,13	2,80
Calcul 9	15,70	5,20	13,70	2,95
Calcul 10			13,40	3,20

Figure 11

Minima et maxima des répartitions de vitesse obtenues dans le plan aube-à-aube le long de la ligne méridienne moyenne.

3.6 Répartition de vitesse sur les aubes

Figure 11 - Vitesse relative à Q_N et $0,7 Q_N$

Les minima et maxima des répartitions de vitesse dans le plan aube-à-aube sont présentés à la figure [11]. La figure [12] présentée à titre d'exemple montre qu'à $0,7 Q_N$, il se produit à la ceinture, au bord d'attaque, une survitesse déjà sensible. Il en résulte un ralentissement qui pourrait conduire à environ 25 % de l'abscisse curviligne à un décollement de couche limite. Les mesures et observations publiées dans la littérature semblent montrer qu'un tel décollement pourrait être à l'origine de l'établissement de la recirculation d'oeillard.

4. CONCLUSION

La démarche entreprise par le groupe de travail ne constitue qu'une première approche pour la prédétermination des débits critiques de circulation. Elle comporte de nombreux aspects positifs.

- Approfondissement et discussion de certains aspects particuliers des méthodes de calcul d'écoulement.
- Meilleure approche des limites de validité des codes de calcul quasi-tridimensionnels.
- Possibilité pour chacun des participants de comparer les résultats qu'il a obtenus avec ses propres moyens de calcul aux autres résultats.
- Comparaison avec des résultats expérimentaux fiables qui pourront être complétés dans l'avenir.

A l'heure actuelle, le groupe se consacre au calcul à $0,7 Q_N$, puis fera une synthèse globale des résultats obtenus aux trois débits.

Il est envisagé d'exploiter ces résultats à l'aide de critères semi-empiriques et de calculs de couches limites. Il serait aussi possible de tenter d'introduire dans le calcul méridien des schémas de pertes ou de simuler des zones de blocage représentant des décollements.

Nous espérons ainsi prévoir des décollements qui peuvent être à d'origine des recirculations. La modélisation des recirculations elles-mêmes nécessitera des codes de calcul plus complexes.

Références

R. PHILIBERT

Ecoulement méridien dans une roue de turbomachine
Analyse de la force schématisant l'aubage
(Document interne SHF, non publié)

R. PHILIBERT

Synthèse des résultats de calcul de l'écoulement dans la roue SHF au Débit Nominal (non publié)

A. VERRY

Synthèse des résultats de calcul de l'écoulement dans la roue SHF à $0,8 Q_N$ (non publié)

DUCHEMIN JM

Validité de l'approche quasi-tridimensionnelle
(Contrat MRI/MST 0150884, non publié)

BARRANT, CAIGNAERT

Essai en air et en eau de la roue SH. Principaux résultats
(publié en anglais au Symposium sur les pompes organisé par l'université du TEXAS en mai 1984)

EPFL

Essai en eau de la pompe SHF sur le stand de l'IMEF

CORNIGLION J

Ecoulement tridimensionnel dans les turbomachines (Etude bibliographique) (Rapport CETIM 14 E 180)

BOSMAN, AHRABIAN (University of Manchester)

Calculation of Stalled flow in a centrifugal impeller IME - Computational methods in turbomachinery (3.1984)

Discussion

Président : M. Le Professeur J. MATHIEU

A la demande de M. MATHIEU, M. VERRY précise les limites de validité du calcul quasitridimensionnel. Après avoir fait référence au document [4], il signale que ce calcul ne permet pas de prendre en compte les phénomènes tridimensionnels liés au vrillage des surfaces S_1 qui apparaissent lorsque les aubages sont très chargés ou que les arêtes d'entrée et de sortie sont très sensiblement non perpendiculaires aux lignes de courant méridiennes.

Sur l'intervention de M. AMBLARD, M. VERRY indique que les sondages ont donné des résultats comparables à ceux du calcul (Figure 5) mais il rappelle que les mesures ont été effectuées assez loin en amont de la roue et qu'il peut se produire des modifications sensibles près de la roue.

En ce qui concerne la recirculation en sortie, M. VERRY précise que le calcul ne laisse rien apparaître à un débit de $0,8 Q_N$ et que le phénomène a vraisemblablement une origine visqueuse plutôt que tridimensionnelle.

En réponse à la question de M. LEFEVRE concernant la comparaison entre les différentes méthodes de calcul, M. VERRY indique que les méthodes de type $S_1 - S_2$ sont assez difficiles, à mettre en œuvre, alors que le calcul tridimensionnel potentiel est d'utilisation plus facile mais demande des temps de calcul et des tailles de mémoire plus importants.

M. CANAVELIS intervient pour confirmer que les programmes utilisés dans le groupe de travail de la S.H.F. sont inadaptés pour étudier les problèmes de recirculation puisque faits en fluide parfait et en écoulement stationnaire.

Il rappelle que l'une des ambitions du groupe est d'introduire dans un avenir proche des schémas de pertes avec décollements dans les programmes de type $S_1 - S_2$. Il précise que le groupe

espère pouvoir exploiter les codes de calcul mis au point à l'échelle nationale en les transformant et en les validant à l'aide de sondages expérimentaux dans le but d'obtenir des outils plus adaptés aux problèmes de recirculation.

M. VERRY remarque qu'il existe une méthode tridimensionnelle, instationnaire, non visqueuse développée en Angleterre par M. BOSMAN qui permet de modéliser les recirculations elles-mêmes.

A la demande de M. MATHIEU, M. GRISON précise qu'il s'agit d'un modèle en vitesse-pression basé sur des volumes finis.

Après avoir souligné l'intérêt de la comparaison calcul-expérience dans les conditions nominales tout d'abord, M. BORCIANI demande quel est l'écart entre les angles de l'écoulement en sortie roue obtenus à partir des mesures et du calcul.

M. VERRY confirme qu'ils ont le même ordre de grandeur mais il souligne qu'il faut considérer ce résultat avec prudence en raison des imprécisions de mesure.

M. HENRY ajoute que l'incertitude sur les mesures de vitesse est relativement grande sur la pompe étudiée en raison de la faible hauteur du canal comparativement au diamètre de la sonde utilisée. Il suggère de poursuivre la comparaison calculs-mesure en utilisant un modèle de plus grande dimension et de vitesse spécifique plus élevée.

M. VERRY signale que des mesures effectuées à E.D.F. Chatou par vélocimétrie laser sur une roue centrifuge ont donné des angles moyens en sortie roue très proches de ceux obtenus par le calcul.

M. BOIS complète ces remarques en constatant que les mesures d'angle en sortie du rouet n'ont été effectuées que sur la partie centrale du passage et qu'il faudrait des sondages plus complets vers le plafond et la ceinture.